

# 第二章 热工对象特性及 单回路控制系统



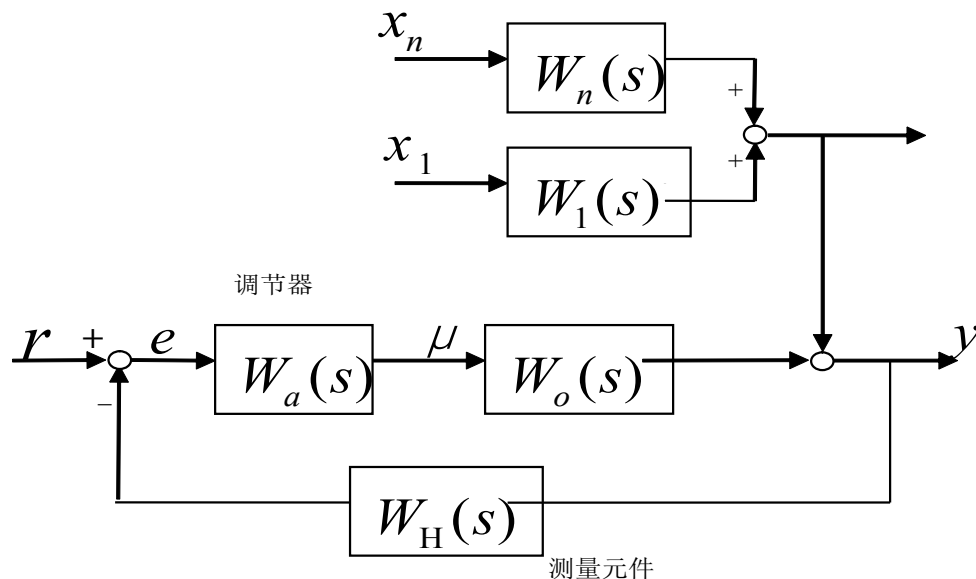


# 学习内容

- ✗ 热工过程的动态特性
- ✗ 基本调节作用（PID）
- ✗ 工业调节器
- ✗ 单回路系统的稳定性分析
- ✗ 单回路系统的工程整定方法



## 2-1 热工过程的动态特性



上图是最简单的热工过程自动调节系统的方框图。图中调节对象是多输入、单输出（被调量 $y$ ）的物理系统，引起 $y$ 变化的原因有很多（ $\mu, x_1, x_2 \cdots x_n$ ），且各输入信号引起 $y$ 变化的动态特性  $W_o(s), W_1(s), \dots, W_n(s)$  是不同的，这是热工对象的一个特点。





## 2-1 热工过程的动态特性

在研究热工对象的动态特性时，必须掌握以下几点：

1、热工对象是**多变量**（即多输入、多输出）对象。

多变量对象的特点就是存在相互作用，有些文献上称为相互关联（interaction），因此，各输入、输出间必然存在着相互影响，相互干扰，使得问题复杂化。

2、了解各种引起被调量变化的原因，并了解其**全部动态特性**；（如  $W_o(s), W_1(s), \dots, W_n(s)$  ），尤其应了解自动调节器输出（即操作量或调节量  $\mu$  ）作用下调节对象的动态性  $W_o(s)$  。

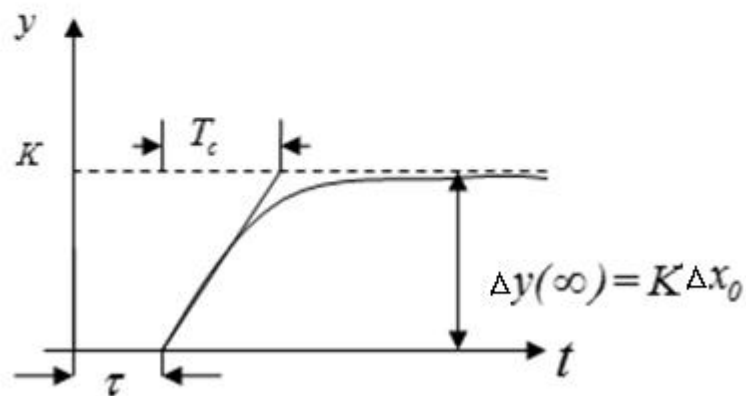
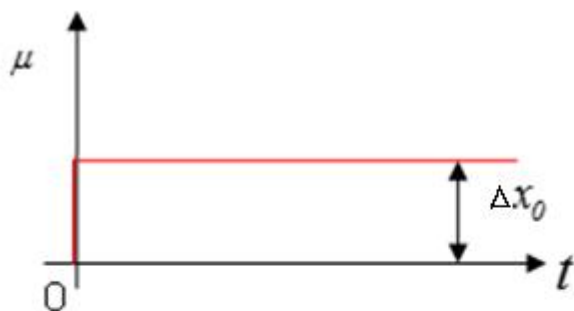
3、应注意到  $\mu$  和其它输入信号  $x_1, x_2 \dots x_n$  不同，调节器输出信号  $\mu$  在闭合回路内，它对调节系统的性能**起决定作用**。

4、有**二类热工对象**，下面分析它们的特点。

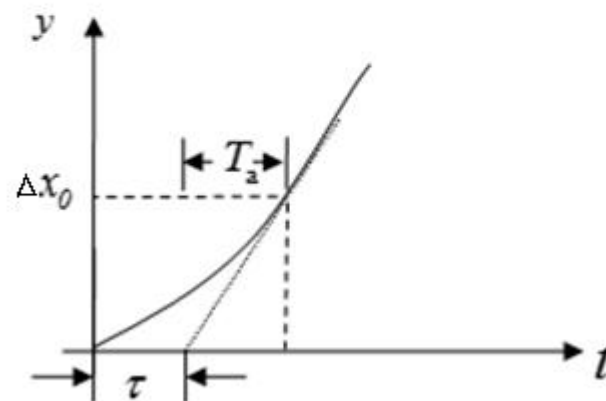


## 2-1 热工过程的动态特性

二类热工对象：



(a) 有自平衡能力



(b) 无自平衡能力



## 2-1 热工过程的动态特性

### 1. 热工对象特点

(1) 有延迟和惯性----

说明变化过程比较慢。

(2) 不振荡---

注意是对象在阶跃输入时不振荡，而不是闭环系统不振荡。

(3) 由于曲线较特殊，所以可以通过曲线上的几个特征参数表示。





## 2-1 热工过程的动态特性

### 2. 表征热工对象的两组参数及其图上表示

#### (1) 有自平衡能力对象 ( $\varepsilon$ , $\rho$ , $\tau$ )

$\tau$  — 延迟时间

$\varepsilon$  — 响应速度：输入信号阶跃变化量为 1 时，阶跃响应曲线上被调量的最大变化速度。

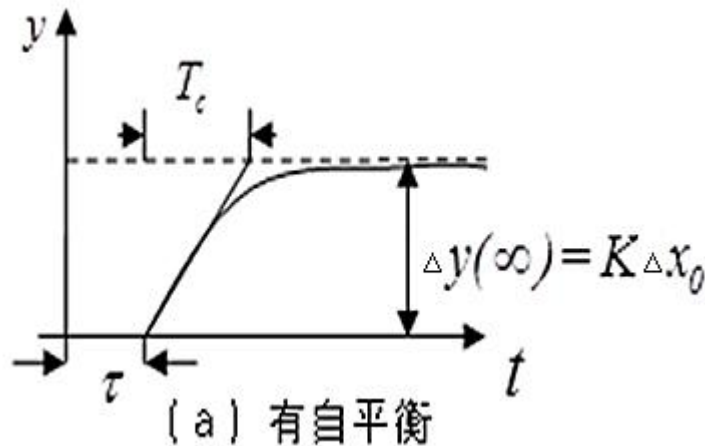
$$\varepsilon = \frac{\frac{dy}{dx}}{\Delta x_0} = \frac{\tan \beta}{\Delta x_0} = \frac{K \Delta x_0}{T_c \Delta x_0} = \frac{K}{T_c}$$

$T_a$  响应时间:  $T_a = \frac{1}{\varepsilon} = \frac{\Delta x_0}{\tan \beta} = \frac{T_c}{K}$

$\rho$  — 自平衡率  $\rho = \frac{1}{K} = \frac{\Delta x_0}{\Delta y(\infty)}$

提高  $\rho$ ，则对象的自调节能力

提高。当受到某一扰动时，被调量从初始平衡值达到新的平衡值的变化量愈小。





## 2-1 热工过程的动态特性

另一组特征参数 ( $\tau$ ,  $T_c$ ,  $K$ )，这三个参数均可直接从阶跃响应曲线上测量。

$\tau$  — 延迟时间

$T_c$  — 时间常数

$K$  — 稳态放大系数

二组参数的关系：

$$\begin{cases} K = \frac{l}{\rho} \\ \frac{K}{T_c} = \frac{\tan \beta}{x_0} = \varepsilon = \frac{l}{T_a} \end{cases}$$

或者

$$\begin{cases} T_c = K T_a = \frac{T_a}{\rho} \\ T_c = \frac{K}{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon \rho} \end{cases} \Rightarrow \frac{\tau}{T_c} = \frac{\tau}{\varepsilon \rho}$$

这组参数同样反映了对象的动态特性。





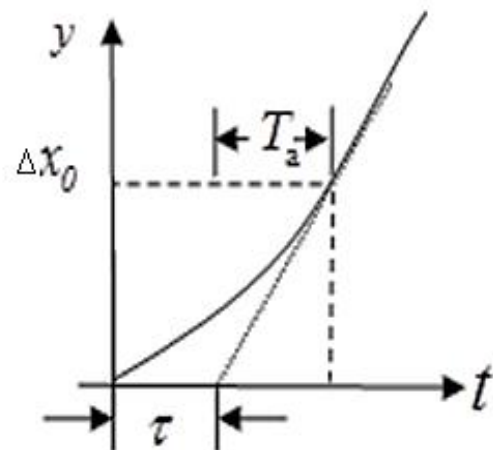
## 2-1 热工过程的动态特性

### (2) 无自平衡能力的对象

$\rho = 0$ ，故用  $\varepsilon$ ， $\tau$  就可以了。

$\tau$  一意义同上，渐进线与时间轴交点(而非切线)

$$\varepsilon = \frac{\tan \beta}{\Delta x_0} = \frac{1}{T_a} \Rightarrow T_a = \Delta x_0 / \tan \beta$$



几点说明：

- (a) 可以统一用  $\varepsilon$ ， $\rho$ ， $\tau$  来表示不振荡、单调变化的调节对象。
- (b) 虽然不确切，但热工上沿用已久，有其方便之处。



## 2-1 热工过程的动态特性

### 3. 二类典型热工对象的数学模型（传递函数）

#### (1) 有自平衡能力的对象

$$W(s) = \frac{K}{(1 + T_0 S)^n}$$

#### (2) 无自平衡能力的对象

$$W(s) = \frac{1}{T_a S (1 + T_0 S)^n}$$





## 提问:

- Q: 1、根据阶跃响应曲线求近似传递函数有哪些方法？有何特点？
- 2、表征热工对象动态特性的参数有那两组？其中 $\frac{\tau}{T_c}$ 反应了热工对象的什么特性？



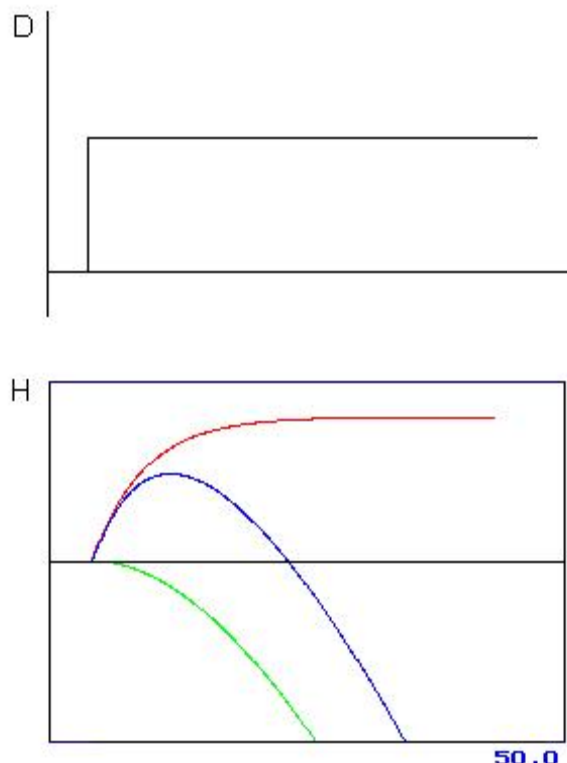
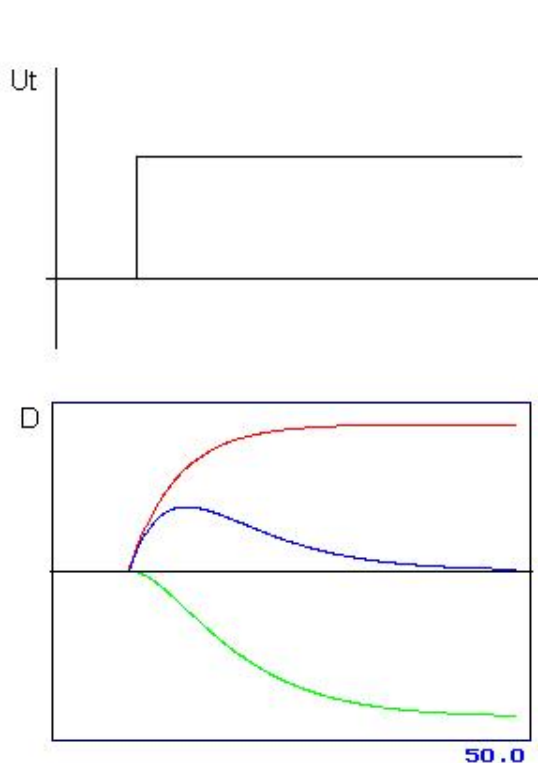


## 2-1 热工过程的动态特性

### (3) 组合对象

热工过程大多可以用以上两类对象来表示，但有些对象需要用这两类对象来组合。如：

- ① 汽机调门开度对蒸汽流量的影响    ② 蒸汽流量对汽包水位的影响

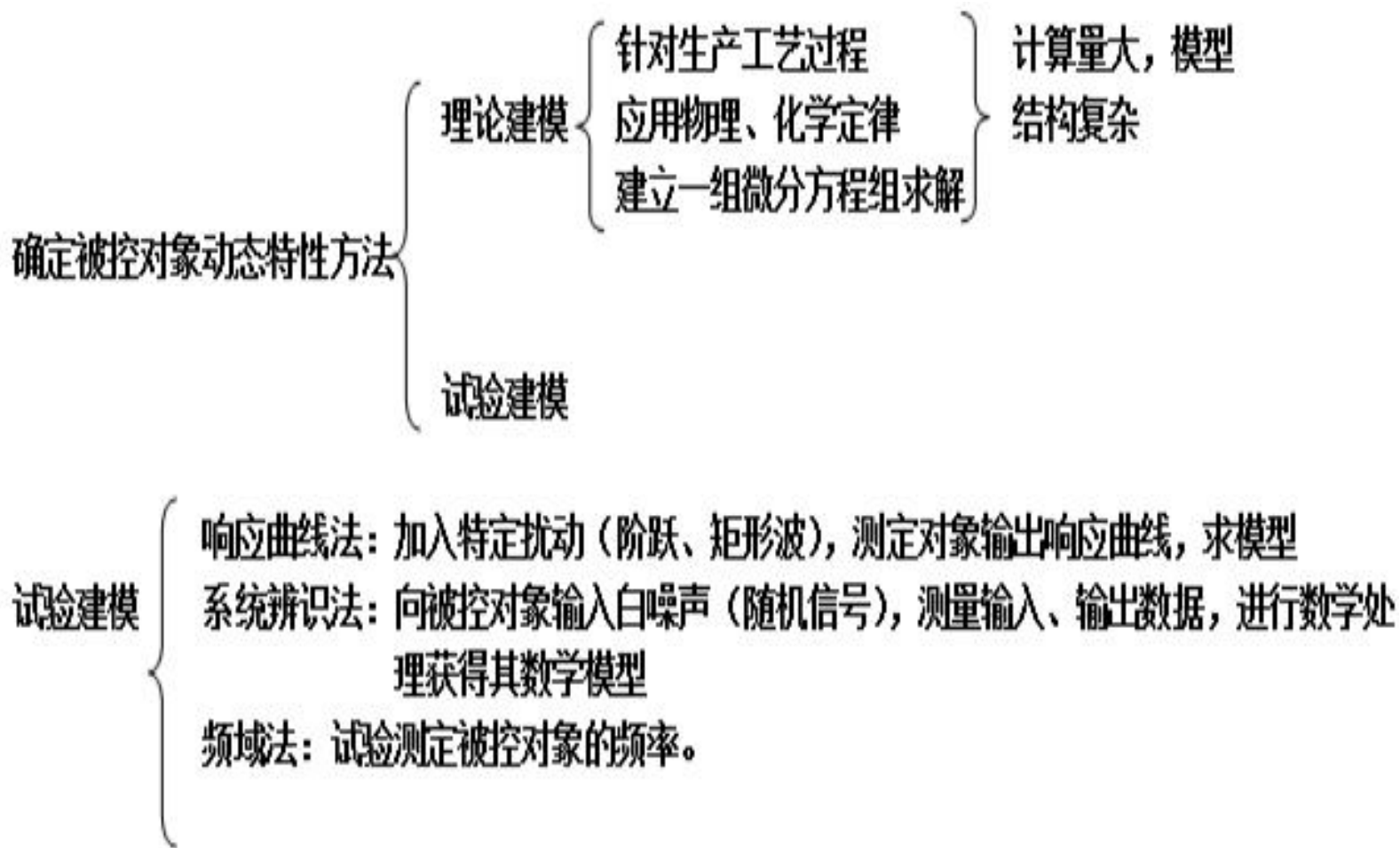


Q:请问， 这二个曲线的传递函数是什么形式？



## 2-1 热工过程的动态特性

附：



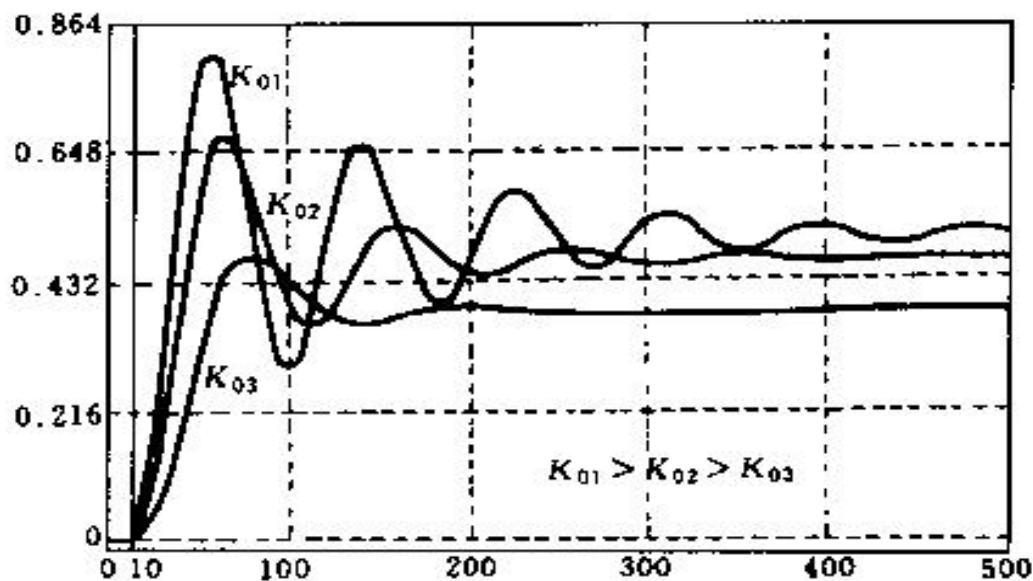




## 2-1 热工过程的动态特性

### 4. 控制通道的特征参数对控制质量的影响

#### (一) 放大系数对控制质量的影响

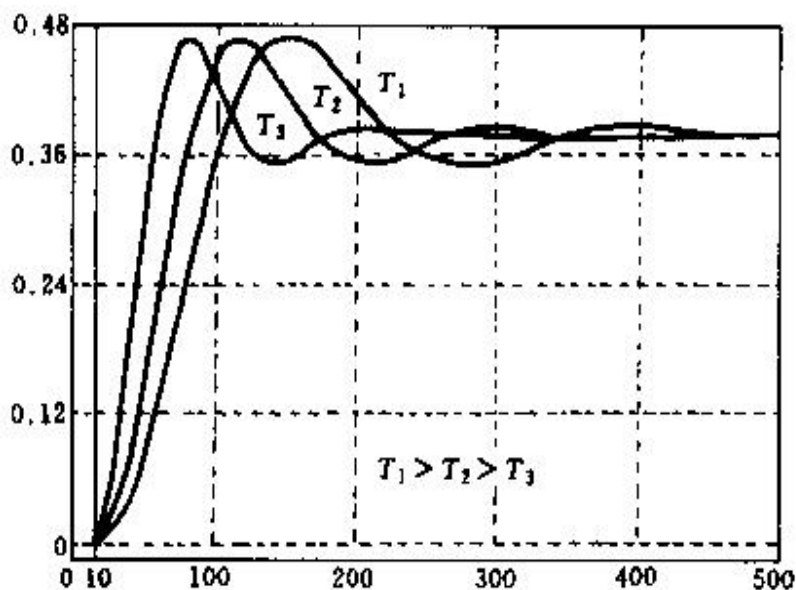


控制通道 $K_0 = K_p \times K$ 不同时仿真曲线

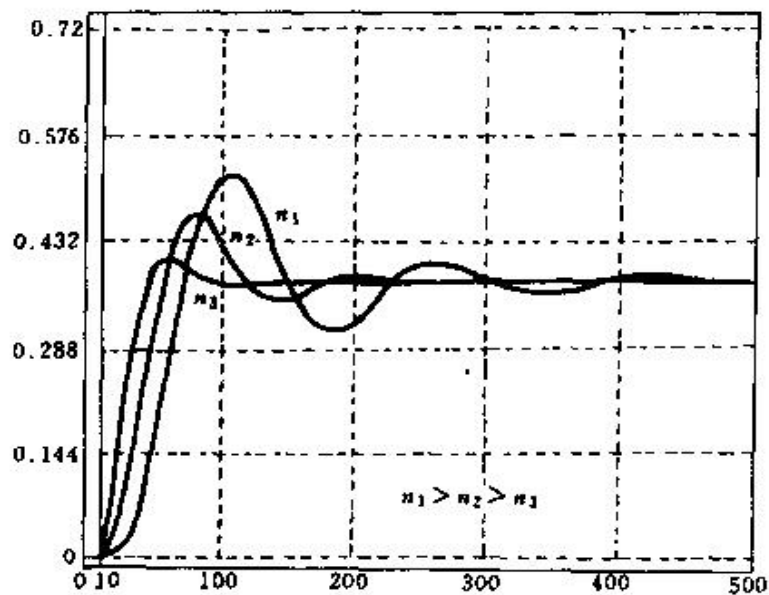


## 2-1 热工过程的动态特性

### (二) 时间常数、迟延时间对控制质量的影响



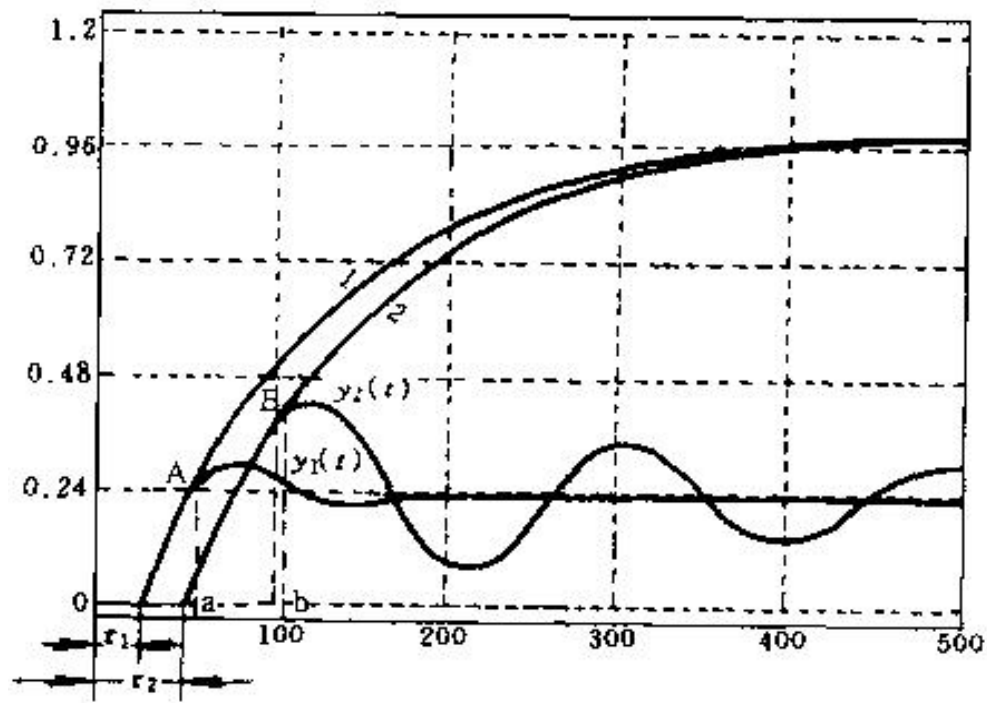
控制通道T不同  
时的仿真曲线



控制通道对象阶次n不  
同时的仿真曲线



## 2-1 热工过程的动态特性



对象迟延不同时的仿真曲线



## 2-2 基本调节作用PID

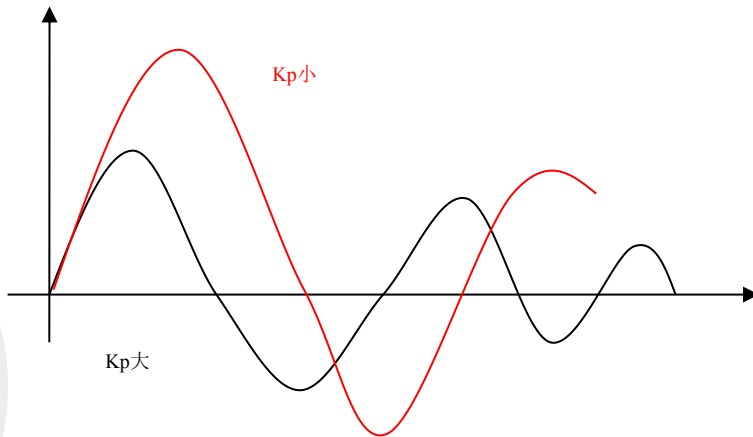
### 1、比例调节 (P)

传递函数:  $W_p(s) = K_p$   $K_p$ : 比例增益

控制器输出:  $u(t) = K_p e(t)$   $e(t)$ : 偏差输入信号

**特点:** 有差调节, 可单独使用。(用在简单的控制回路)

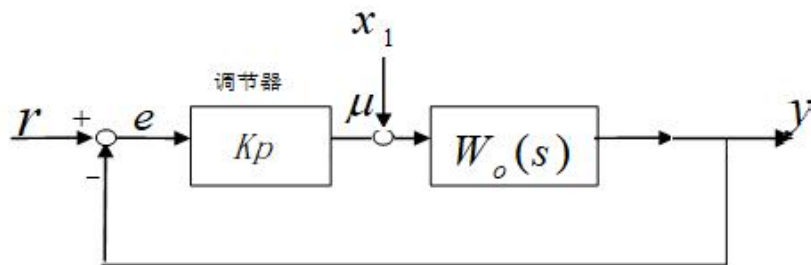
$K_p$  增大  $\Rightarrow$  比例作用增大  $\Rightarrow$  调节过程趋于振荡, 有利于减小被调量的静态偏差和动态偏差; 加快调节速度。





# 讨论环节

## 1、比例控制的有差调节，是否在任何扰动下都是有差的？



$$a. W_o(s) = \frac{K_0}{1 + T_1 s},$$

$$b. W_o(s) = \frac{1}{T_a s (1 + T_1 s)}$$

➤ **R=1, x1=0 设定值扰动**

$$\frac{y(s)}{R(s)} = G(s) = \frac{Kp W_o(s)}{1 + Kp W_o(s)}, \quad a. G(s) = \frac{Kp K_0}{T_1 s + 1 + Kp K_0}, \quad b. G(s) = \frac{Kp}{T_a s (1 + T_1 s) + Kp}$$

$$a. y(s) = G(s) \times \frac{1}{s}, \quad y(\infty) = \lim_{s \rightarrow 0} s y(s) = \frac{Kp K_0}{1 + Kp K_0}, \quad e(\infty) \neq 0$$

$$b. y(s) = G(s) \times \frac{1}{s}, \quad y(\infty) = \lim_{s \rightarrow 0} s y(s) = 1, \quad e(\infty) \neq 0$$

结论：设定值扰动，对象有积分环节，无差

➤ **R=0, x1=1 内扰扰动**

$$\frac{y(s)}{X_1(s)} = G(s) = \frac{W_o(s)}{1 + Kp W_o(s)}, \quad a. G(s) = \frac{K_0}{T_1 s + 1 + Kp K_0}, \quad b. G(s) = \frac{1}{T_a s (1 + T_1 s) + Kp}$$

$$a. y(s) = G(s) \times \frac{1}{s}, \quad y(\infty) = \lim_{s \rightarrow 0} s y(s) = \frac{K_0}{1 + Kp K_0}, \quad e(\infty) \neq 0$$

$$b. y(s) = G(s) \times \frac{1}{s}, \quad y(\infty) = \lim_{s \rightarrow 0} s y(s) = \frac{1}{Kp}, \quad e(\infty) \neq 0$$

结论：内扰扰动，不管对象形式，都有差。





## 讨论环节

### 2、为什么典型热工对象特性没有震荡？





## 2-2 基本调节作用

### 2、积分调节作用 (I)

$$W_I(s) = \frac{1}{T_I s} \quad u(t) = \frac{1}{T_I} \int e(t) dt \quad T_I : \text{积分时间}$$

**特点：**无差调节，但很少单独使用。

$\frac{1}{T_I}$  增大  $\Rightarrow$  积分作用增强  $\Rightarrow$  减少调节过程中被调量的动态偏差，过大则超调加大，增加了调节过程的振荡，静差为0。

### 3、微分调节作用

$$W_D(s) = T_D s \quad u(t) = T_D \frac{e(t)}{dt} \quad T_D : \text{微分时间}$$

**特点：**微分作用能加强调节的起始动作，比P、I提前动作，进一步抑制动态偏差；但不能单独使用。

$T_D$  增大  $\Rightarrow$  微分作用增强  $\Rightarrow$  调节过程起始动作快，有利于减少动差，考虑微分算子对噪声的灵敏性， $K_D$ 不能太大。



## 2-3 工业调节器

**Q:** 对于一个单回路调节系统，P I D 调节器是如何影响控制系统的品质？

- 1、比例调节器P
- 2、积分调节器I
- 3、比例积分调节器（PI）

$$W_{PI}(S) = S_I + \frac{S_0}{S} = \frac{1}{\delta} \left( 1 + \frac{1}{T_i S} \right)$$

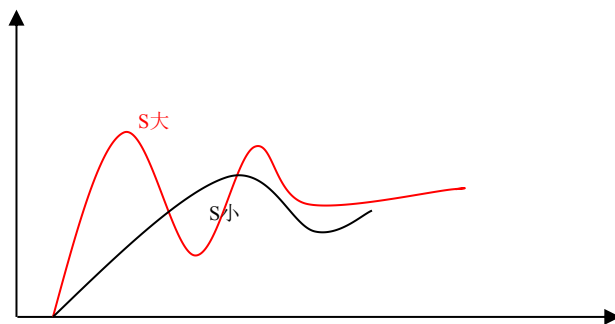
PI调节具有比例作用及时和积分作用消除稳态偏差的优点，从而克服了单纯比例作用不能消除稳态偏差和单纯积分作用控制不及时缺点。

**特点：**使调节稳态偏差为0，即自动的维持被调量等于给定值，在工业上应用十分广泛。



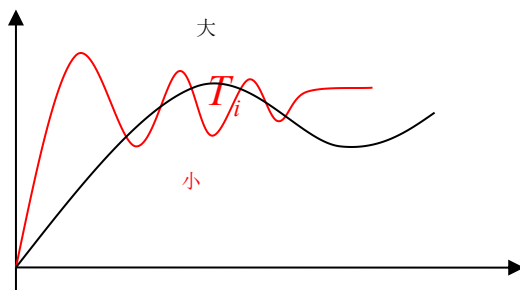
## 2-3 工业调节器

$\delta$  增大  $\Rightarrow$  S1调节作用减弱  $\Rightarrow$  削弱振荡倾向，系统变稳定。



定值扰动试验曲线

$T_i$  增大  $\Rightarrow$  积分作用弱  $\Rightarrow$  也能削弱系统振荡倾向，但  $T_i$  大使调节过程时间拖得太长；反之相反。



定值扰动试验曲线

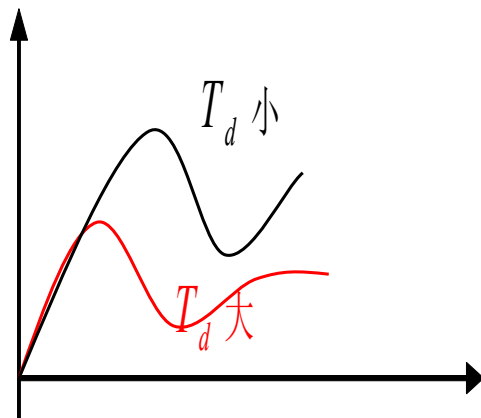


## 2-3 工业调节器

### 4、比例微分调节器（PD）

$$W_{PD}(S) = S_1 + S_2 S = \frac{1}{\delta} (1 + T_d S)$$

**特点：**是在比例调节器基础上添加了微分，具有比例调节的特点有差；但由于加入了微分作用（只有选择适当），能减少被调量的动态偏差和调节过程的振荡倾向；但过大的微分作用对调节反而有害。因为，微分作用对偏差的反应过于灵敏，使调节过程最后阶段不容易平衡，且对干扰的影响增加。







## 2-3 工业调节器

实际比例微分：
$$W_{PD}(S) = \frac{1}{\delta} \left( 1 + \frac{T_d S}{1 + \frac{T_d}{K_d} S} \right)$$

$T_d$  — 微分时间， $K_d$  — 微分增益

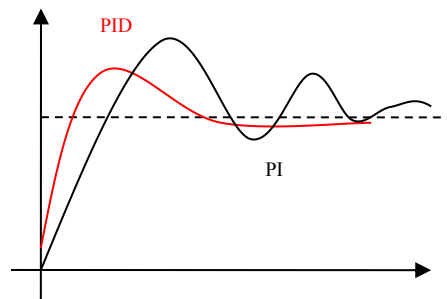
### 5、比例积分微分调节器（PID）

$$W_{PID}(S) = S_1 + \frac{S_0}{S} + S_2 S = \frac{1}{\delta} \left( 1 + \frac{1}{T_i S} + T_d S \right)$$

**特点：**PI基础上添加了微分，具有PI特点，无差调节；且起始动作比PI快，稳定性变好，只要三个参数配合好，可以得到较好调节效果。

实际微分PID：

$$W_{PID}(S) = \frac{1}{\delta} \left( 1 + \frac{1}{T_i S} + \frac{T_d S}{1 + \frac{T_d}{K_d} S} \right)$$





## 2-3 工业调节器

### 6、问题进一步说明：

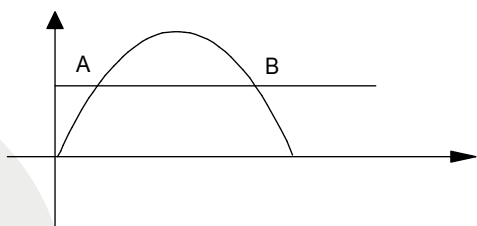
(1) 积分作用为什么能消除系统的稳态偏差？

$$u_I = \frac{1}{\delta T_i} \int e dt$$

(2) 为什么积分作用不利于系统的稳定性？

如何消除积分饱和？

(可通过下图A，B两点的积分作用说明, 发生积分饱和)



实际使用时积分需要进行处理—  
**积分分离算法：**

$$W_{PID}(S) = S_I + \frac{S_0}{S} + S_2 S = \frac{I}{\delta} (1 + f(e(t)) \frac{I}{T_i S} + T_d S)$$



## 2-3 工业调节器

### (3) 微分作用是不是越大越好？

$T_d \uparrow \Rightarrow$  加快起始时刻的调节作用，使控制作用提前：

因为：

$$u_d = T_d \frac{de}{dt}$$

可以减少系统的动态偏差，系统稳定不振荡。

(为什么？还是通过上图A，B两点的微分作用说明，能够判别A,B点的状态，正确加大或减小控制作用)

微分作用协调了系统稳定性和控制系统品质之间的矛盾

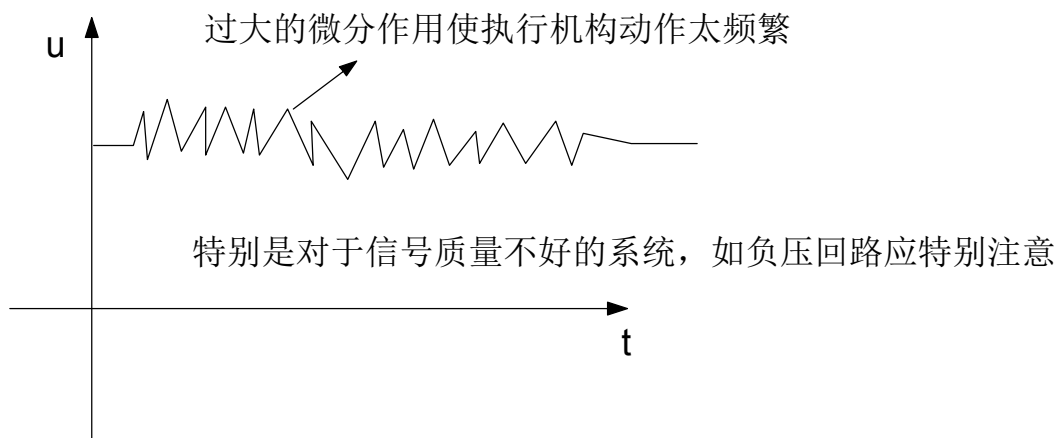
因此，条件允许尽可能利用好微分，但目前工程上用的不多。



## 2-3 工业调节器

### ① 是否微分越大越好？

过大的微分，对高频干扰敏感，容易引起执行机构的频繁动作，一般工程上希望每分钟的动作次数 $< 6$ 次。



微分作用主要用于汽温、汽压等慢过程的自动控制；而对流量、风压、负压等快过程的自动控制，决不要用微分。

### ② 工程上应如何取微分？

对于Z-N规则， $T_d = (0.15 - 0.25)T_i$

不一定是合理的。还是应该根据被调量信号的质量，在执行机构动作次数允许的情况下，尽量增加微分作用。



提问：积分控制越大越好？微分作用越大越好？为什么？







## 2-4 单回路系统的稳定性分析

单回路系统能用，必要条件是**系统必须稳定**。

系统稳定充要条件：闭环特征方程式所有根均为负。  
(包括实部为负的复根)

特征方程为：  $1 + W_a(S) * W_0(S) = 0$

- 如果特征方程是2阶，可以直接求出它的根；
- 当为高阶方程时，直接求根比较困难，通过其它方法来判别根的分布情况。

1、特征方程为2阶的系统：  $a_2s^2 + a_1s + a_0 = 0$



## 2-4 单回路系统的稳定性分析

定义:  $\zeta = \frac{a_1}{2\sqrt{a_0 a_2}}$

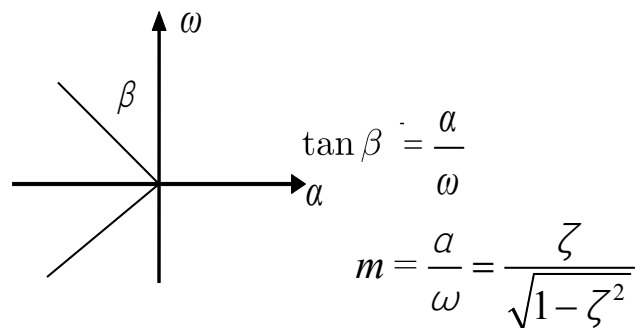
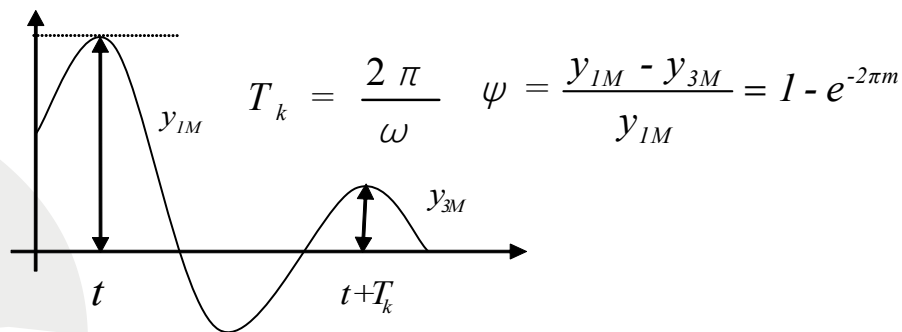
(1)  $\zeta = 0$ , 即  $a_1 = 0 \quad \Rightarrow \quad \lambda_{1,2} = \pm j\omega \quad \text{等幅振荡}$

(2)  $0 < \zeta < 1 \quad a_1^2 - 4a_0 a_2 < 0 \quad \Rightarrow \quad \lambda_{1,2} = -a \pm j\omega \quad \text{衰减振荡}$

(3)  $\zeta \geq 1 \quad a_1^2 - 4a_0 a_2 \geq 0 \quad \Rightarrow \quad \lambda_1 = -a_1, \lambda_2 = -a_2$

不振荡的衰减过程

实际的热工过程，调节系统以(2)情况较多：





## 2-4 单回路系统的稳定性分析

2、对高阶系统，特征方程为： $a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + \dots + a_0 = 0$ ，  
直接求解困难，可通过下列方法进行判断：

- 1) 劳斯判据；
- 2) 根轨迹法：画出系统中一个参数改变时，特征方程根的变化曲线；
- 3) 奈奎斯特判据。





## 2-5 单回路控制系统的参数整定

### 一、参数整定的基本问题

- 自控系统控制质量，取决于：被控对象动态特性、控制方案、干扰形式与幅值、控制器参数。

当一个系统组成安装以后，调节装置、被控对象、干扰形式基本定下来。这时，控制质量取决于控制装置中各参数的整定。

- 整定是根据对象特性，合理地选择控制器的各个参数，以得到最佳的控制质量。

控制器参数整定很重要，但不是“万能”的。如果被控对象动态特性不好，仪表选择和安装不当或控制系统设计不合理，要通过控制器参数整定来达到控制高质量也是不可能的。

因此，只有控制系统设计合理，仪表选择得当，且调校安装正确以后，控制器参数的整定才有重要意义。



## 2-5 单回路控制系统的参数整定

### 1、参数整定方法

控制系统参数整定：理论计算法、工程整定法。

- **理论计算方法**：基于一定的性能指标，结合系统各环节动态特性，通过理论计算求得控制器参数值。

这种方法较为复杂烦琐，使用不方便，仅作为参考；

- **工程整定法**：源于理论分析、结合试验、工程实际经验的工程方法，较为简单，易掌握且实用。

参数整定方法有几十种，主要介绍工程整定法。对单回路，对复杂控制系统的整定都有用。



## 2-5 单回路控制系统的参数整定

### 2、性能指标要求

衡量整定是否达到最佳的依据是控制系统性能指标。

工程上性能指标**两大类**：

- **误差积分性能指标**：各种类型的误差积分准则；
- **单项性能指标**：衰减率、谐振比、增益裕量和相位裕量、临界放大系数与临界频率等。

控制系统整定时，按设计要求，以某1个或2个性能指标为依据进行整定。整定结果不一定满足所有性能指标要求。



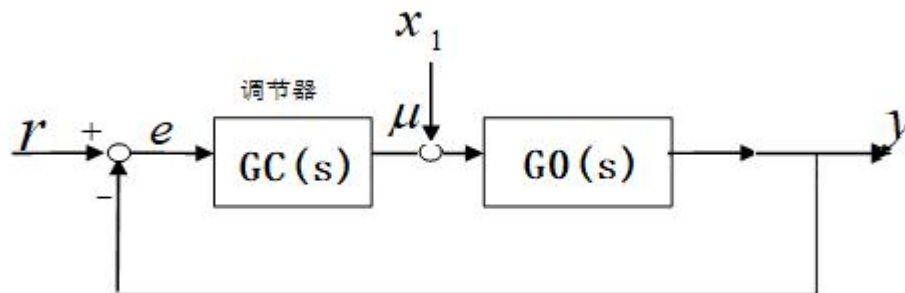
## 2-5 单回路控制系统的参数整定

### 3. 参数整定理论基础

#### 整定理论基础:

单回路，输入 $R(s)$ 作阶跃变化，观察输出 $Y(s)$ 变化，选适当的控制参数。

系统闭环传递函数：
$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{G_c(s)G(s)}{1+G_c(s)G(s)}$$



闭环特征方程：

$$1+G_c(s)G(s)=0$$

一般形式可写：

$$a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + \dots + a_i s^i + \dots + a_0 = 0$$

式中： $a_i$ 由对象与控制器参数确定。当系统一定时，主要是由控制器参数来确定。



## 2-5 单回路控制系统的参数整定

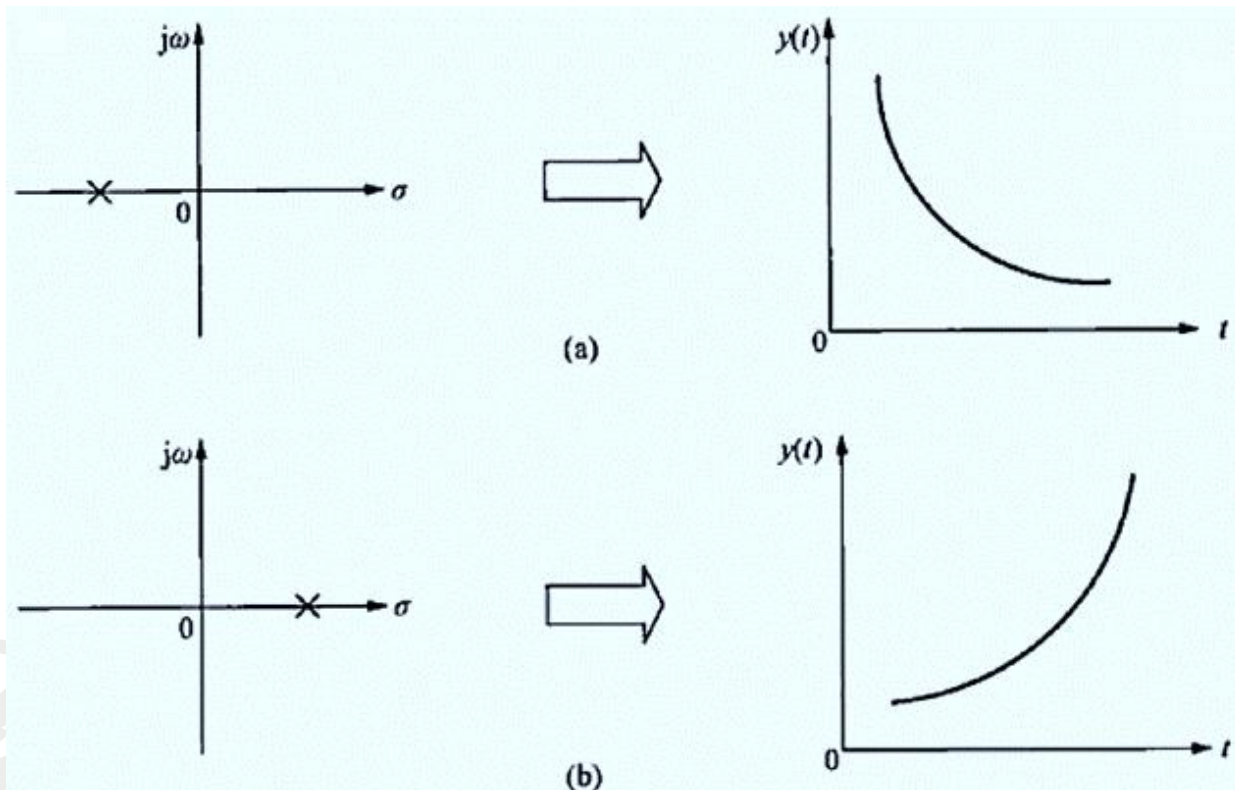
- 控制器参数决定了系统闭环特征方程的根，而特征方程根又和系统的瞬态响应、稳定性有密切关系。
- 特征方程式根数的与微分方程的阶次相同，只要有一个不稳定的运动分量，整个系统就不稳定。
- 整定的根本是改变特征方程的根分布。通过响应曲线可以判断出根的状态。





## 2-5 单回路控制系统的参数整定

### 特征方程根的分布与系统响应的关系



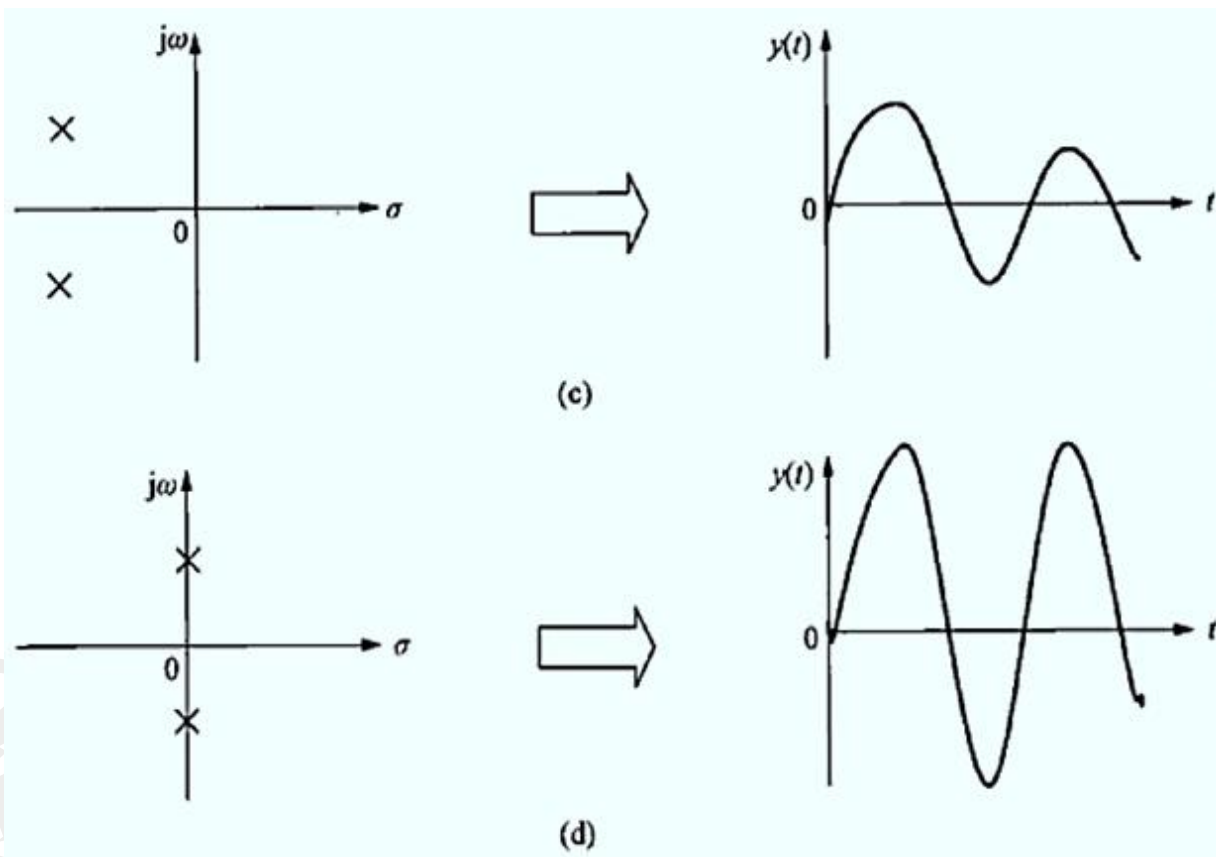
当特征方程根位于左半  $s$  平面  $\sigma$  轴上时，系统响应为衰减指数信号，如图 (a) 所示。

当特征方程根位于右半  $s$  平面  $\sigma$  轴上时，系统响应为增幅指数信号，如图 b 所示。



## 2-5 参数整定

### 特征方程根的分布与系统响应的关系



特征方程根位于左半 $s$ 平面的共轭复根，系统响应为按衰减指数信号变化正弦信号，如图 (c)。

特征方程根位于 $s$ 平面的虚根，系统响应为等幅正弦信号，如图 (d)所示



## 2-5 单回路控制系统的参数整定

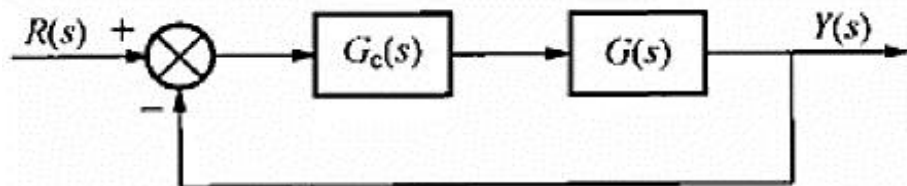
### 例1: 按根分布整定控制器

单回路控制系统如图所示, 被控对象传递函数为:

$$G(S) = \frac{25}{(4S+1)(20S+1)}$$

比例控制器:

$$G_c(s) = \frac{1}{\delta}$$



系统闭环传递函数为:

$$\frac{G_c(s)G(s)}{1+G_c(s)G(s)} = \frac{\frac{1}{\delta} \frac{25}{(4s+1)(20s+1)}}{1 + \frac{1}{\delta} \frac{25}{(4s+1)(20s+1)}} = \frac{25}{\delta(4s+1)(20s+1) + 25}$$



## 2-5 单回路控制系统的参数整定

系统闭环特征方程为:  $80s^2 + 24s + 1 + \frac{25}{\delta} = 0$

其特征根为:

$$s_{1,2} = \frac{-24 \pm \sqrt{24^2 - 320 \left(1 + \frac{25}{\delta}\right)}}{160}$$

- (1) 当  $\delta > 31.3$  时, 则特征方程的两个根都是负实根, 系统为非周期过程。
- (2) 当  $\delta < 31.3$  时, 特征方程根是一对具有负实部的共轭复根, 系统为衰减振荡。
- (3) 通过调整  $\delta$  的大小, 来改变特征根的位置, 进而改变稳定性。



## 2-5 单回路控制系统的参数整定

综上所述，**整定总体要求**如下：

- (1) 通过整定选择合适的参数，首先要保证系统**稳定**，最基本需求。
- (2) 在热工生产过程中，通常要求控制系统有一定的**稳定裕度**，即要求过程**衰减比**，一般 $4:1-10:1$ 。
- (3) 保证稳定前提下，要求过程有一定的**快速性**和**准确性**。

准确性：过程的动态偏差和稳态偏差尽量地小；

快速性：过程的时间尽可能地短。

总之，**以稳定性、快速性、准确性为要求，去选择合适的控制参数。**



## 2-5 单回路控制系统的参数整定

### 二、常用的整定方法

#### 1. 理论计算整定法

(1) 当闭环特征方程为二阶时，由于二阶方程与衰减比有一定的关系，可以通过计算得出参数。

**例2** 考虑例1，求合适的比例带  $\delta$  值，使得系统衰减比为 4:1 。

已知衰减率  $\psi$  为：

$$\varphi = 1 - e^{-2\pi \frac{\alpha}{\omega}}$$

当满足衰减比为4:1 时，则  $\psi = 0.75$ ，代入上式中，  
可解得：

$$\alpha / \omega = 0.221$$

系统闭环特征方程为：

$$80s^2 + 24s + (1 + \frac{25}{\delta}) = 0$$



## 2-5 单回路控制系统的参数整定

特征根为：

$$s_{1,2} = \frac{-24 \pm \sqrt{24^2 - 320(1 + \frac{25}{\delta})}}{160} = -\alpha \pm j\omega$$

代入  $\omega = \alpha / 0.221$ ，可得比例带  $\delta$  为：

$$\delta = 0.67 = 67\%$$

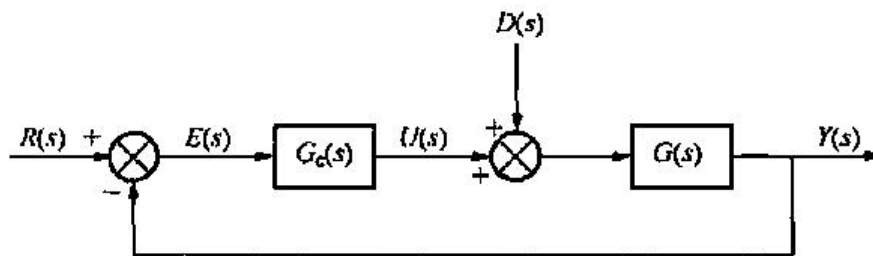




## 2-5 单回路控制系统的参数整定

### (2) 广义频率特性法。

广义频率特性法是通过调整控制器的动态参数，使控制系统的开环频率特性变成具有规定相对稳定度的衰减频率特性，从而使闭环系统响应满足规定衰减率的一种参数整定方法。当对象复杂时，计算量大，实用价值不高。



如图单回路控制系统传递方框图。对大多数热工过程控制对象来说，开环传递函数 $G_K(s) = G_c(s)G(s)$ 的极点都落在负实轴上。由控制理论中稳定性判据可知，要使系统响应具有规定的衰减率 $\psi$ ，只需选择控制器的参数，使开环频率特性满足：

$$G_K(-m\omega + j\omega) = G_c(-m\omega + j\omega)G(-m\omega + j\omega) = -1 = e^{j\pi}$$





## 2-5 单回路系统的参数整定

### 2. 工程整定法

#### (一)、经验法：根据经验进行参数试凑的闭环试验方法

首先根据经验设置一组调节器参数，然后将系统投入闭环运行，系统稳定后作阶跃扰动试验，观察调节过程；如果过渡过程不满意，则修改调节器参数，再做阶跃扰动试验，观察调节过程；反复上述试验直到调节过程满意。

- 步骤：
- 1)  $T_i = \infty, T_d = 0$  ,  $\delta$ 大  $\rightarrow$   $\delta$ 小，定值扰动直到过程满意；
  - 2)  $\delta_2 = 1.2\delta_1$  ,  $T_i$  大  $\rightarrow T_i$ 小，定值扰动直到过程满意；
  - 3)  $T_i = const$  , 调节  $\delta_2$  看有无改善，有则再调，否则比例带减小一些，调  $\delta_2$  , 反复试凑，直到满意。
  - 4) 取  $T_d = (\frac{1}{6} \sim \frac{1}{4}) T_i$  , 适当调  $\delta$  ,  $T_i$  ,  $T_d$  , 并尽量保证  $\frac{T_d}{T_i} = const$  , 直到满意为止。



# 2-5 单回路系统的工程整定方法

## (二)、临界比例带法

调节器纯比例，系统闭环，将比例带由大到小改变，产生等幅振荡。记下此时的临界比例带  $\delta_K$ 、振荡周期  $T_K$ ，根据经验公式计算调节器参数。

表 4-2

临界比例带法计算公式 ( $\varphi = 0.75$ )

控制规律	$\delta$	$T_i$	$T_D$
P	$2\delta_{cr}$	—	—
PI	$2.2\delta_{cr}$	$0.85T_{cr}$	—
PID	$1.7\delta_{cr}$	$0.5T_{cr}$	$0.125T_{cr}$

- 1、 $T_i \rightarrow \infty, T_d = 0$ ， $\delta$  置较大，系统闭环。
- 2、 $\delta \downarrow$ ，直到出现等幅振荡，记下临界比例带  $\delta_K$  周期  $T_K$ 。
- 3、查表：

$$P: \delta = 2\delta_K$$

$$PI: \delta = 2.2\delta_K, T_i = 0.85T_K$$

$$PID: \delta = 1.7\delta_K, T_i = 0.5T_K, T_d = 0.125T_K$$

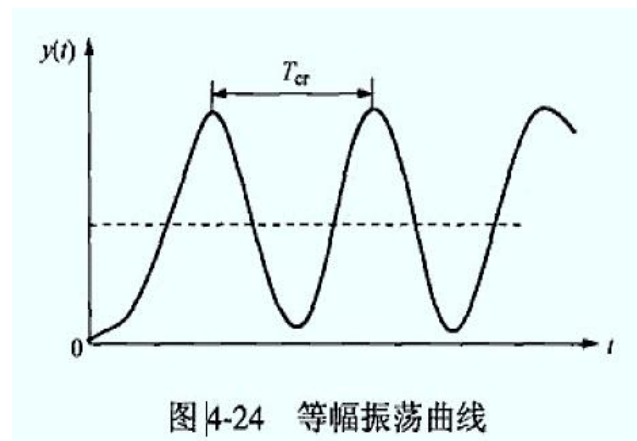


图 4-24 等幅振荡曲线

- 4、将整定参数设置好，作阶跃扰动，观察过程，并作修正。



## 2-5 单回路控制系统的参数整定

**例3（书例4-5）** 某一自控系统，用临界比例带法来整定控制器  $\delta$ ， $T_i$ ， $T_D$ ，已测得  $\delta_{cr}=20\%$ ， $T_{cr}=2\text{min}$ ，求PID控制器的  $\delta$ 、 $T_i$ 和 $T_D$ 。

解 根据表 4-2，可得

$$\begin{cases} \delta=1.7\delta_{cr}=33\% \\ T_i=0.5T_{cr}=60\text{s} \\ T_D=0.125T_{cr}=15\text{s} \end{cases}$$

### 注意：

- 1、这种方法在实际应用中有一定的局限性，有些生产过程根本不允許产生等幅振荡，如火力发电厂锅炉汽包水位控制；
- 2、某些惯性较大的单容对象配比例控制器又很不容易产生等幅振荡过程，得不到临界状态的比例带与振荡周期，则无法应用此方法。
- 3、可以在已知对象特性的情况下，用计算方法得到临界参数，然后用本方法整定。



## 提问:

一、在闭环控制时，什么样的对象，不会出现临界震荡？  
以频率特性为依据，进行说明！

有自衡对象：

- 1、一阶惯性
- 2、二阶惯性
- 3、三阶及以上惯性

无自衡对象：

- 1、积分串一阶惯性
- 2、积分串二阶惯性



二、如果现场不允许进行临界试验整定，  
需要知道对象传递函数，计算得到临界参  
数。请问，如何计算得到临界参数？

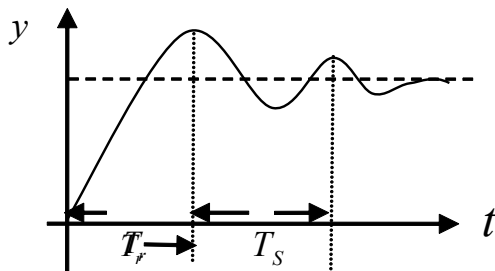




## 2-5 单回路系统的工程整定方法

### (三)、衰减曲线法（闭环试验）

- 1、 $T_i \rightarrow \infty, T_d = 0$ ， $\delta$  较大，系统闭环。
- 2、做定值扰动， $\delta \downarrow$ ，直到出现  $\psi = 0.75$  or  $\psi = 0.9$ ，记下  $\delta_s$   
(注：若  $\psi > 0.75$ ，应减小  $\delta$ ，**使出现**  $\psi = 0.75$ ，即  $\delta \downarrow$ ，比例作用增大， $\psi$  减少。)
- 3、取  $\psi = 0.75$  时的衰减过程周期  $T_S$  或  $\psi = 0.9$  时上升时间  $T_r$ 。



- 4、查表 表4-3，计算调节器参数。
- 5、设置好参数，加扰动观察，适当修改，直到满意。



## 2-5 单回路控制系统的参数整定

说明:

(1) 生产过程不允许出现等幅振荡, 则可以采用衰减曲线法。该方法是在总结临界比例带法基础上发展起来的, 只要将出现等幅振荡的过程改为出现一定衰减率的过程即可。

(2) **只采用比例控制**, 观察  $\phi=0.75$  的控制过程的比例带  $\delta_s$  和振荡周期  $T_s$ , 或者  $\phi=0.9$  的控制过程比例带  $\delta_s$  和控制过程上升时间  $T_r$ , 即可按表4-3 选取控制器的整定参数。

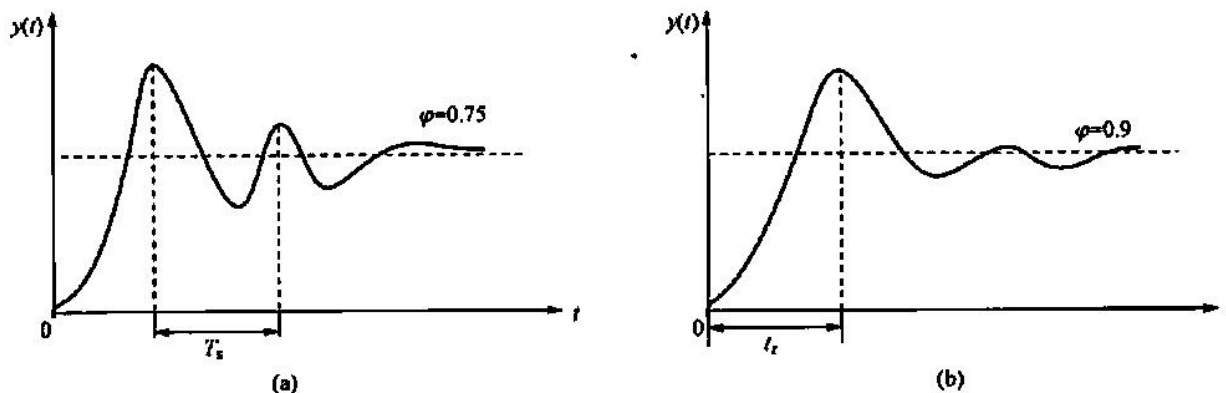


图 4-25 衰减曲线

(a)  $\phi=0.75$ 的衰减曲线: (b)  $\phi=0.9$ 的衰减曲线



## 2-5 单回路控制系统的参数整定

表 4-3

衰减曲线法确定控制器的整定参数

$\varphi$	控制规律	$\delta$	$T_I$	$T_D$	$\varphi$	控制规律	$\delta$	$T_I$	$T_D$
0.75	P	$\delta$	—	—	0.9	P	$\delta$	—	—
	PI	$1.2\delta$	$0.5T_r$	—		PI	$1.2\delta$	$2t_r$	—
	PID	$0.8\delta$	$0.3T_r$	$0.1T_r$		PID	$0.8\delta$	$1.2t_r$	$0.4t_r$





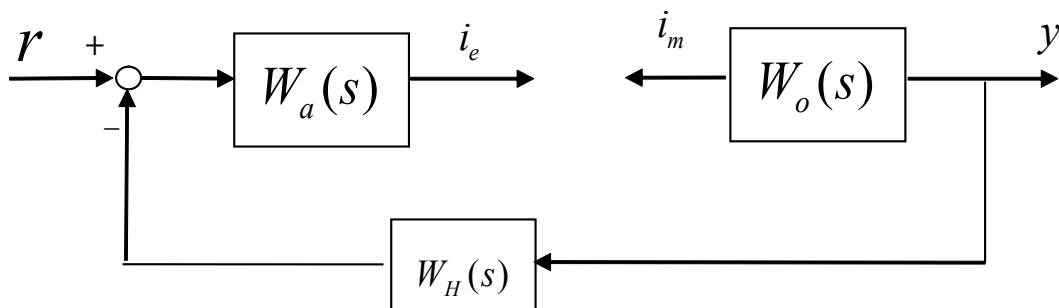
## 2-5 单回路系统的工程整定方法

### (四)、响应曲线法（动态参数法）

上述方法均不需要知道被控对象的动态特性，而是直接在闭环系统中进行整定。响应曲线法是在系统开环状态下，做对象的阶跃扰动试验，记录下阶跃响应曲线求取一组被控对象的特征参数  $\varepsilon, \tau$ （无自衡）或  $\varepsilon, \rho, \tau$ （有自衡），然后查表确定控制器的参数。

系统处于开环，做对象的阶跃扰动试验，记下  $\varepsilon, \rho, \tau$ ，再经验计算。

1)、 $\delta = 100\%, T_i \rightarrow \infty, T_d = 0$  时作  $i_m$  阶跃，记下  $i_e$  响应曲线。





## 2-5 单回路控制系统的参数整定

### 2) 记录曲线与处理

对于有自平衡能力对象，其阶跃响应曲线如图 (a) 所示。过响应曲线拐点P作切线交稳态值渐近线 $y(\infty)$ 于A 点，交时间轴于C点；过A 点作时间轴垂线并交于B 点，则：

$$\tau=0C, \quad T=CB, \quad \varepsilon=\frac{AB}{T}$$

对于无自平衡能力对象，其阶跃响应曲线如图 (b) 所示。作响应曲线直线段的渐近线交时间轴于C，过直线段上任一点A 作时间垂线并交于B，则：

$$\tau=0C, \quad \varepsilon=\frac{AB}{CB}$$

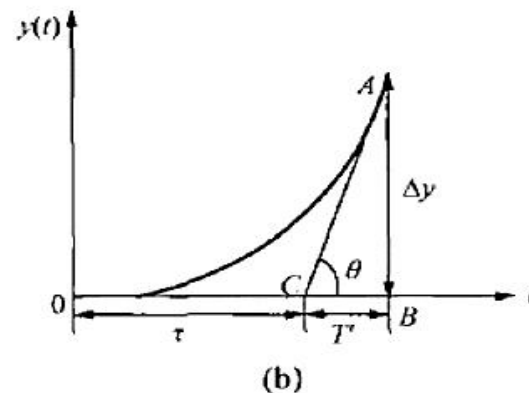
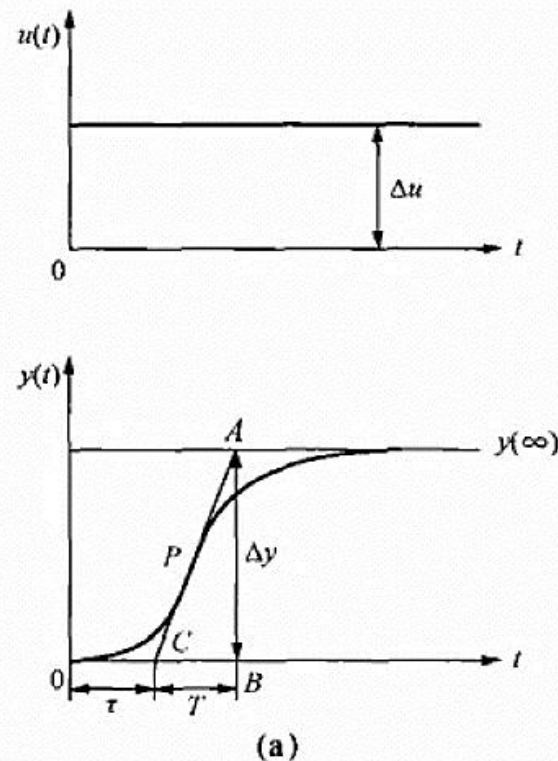


图 4-26 动态响应曲线



## 2-5 单回路控制系统的参数整定

3) 查表4-4 或表4-5, 根据表中公式计算控制器的整定参数

表 4-4

动态响应曲线法计算公式 (一) ( $\varphi=0.75$ )

控制规律	$\delta$	$T_i$	$T_D$
P	$\varepsilon\tau$	—	—
PI	$1.2\varepsilon\tau$	$3.3\tau$	—
PID	$0.8\varepsilon\tau$	$2\tau$	$0.5\tau$

- 在表4-4中, 对象特征参数  $\varepsilon$  和  $\tau$  的乘积反映了控制难易的程度:  
 $\varepsilon\tau$  越大, 对象就越不好控制, 因此比例带就应取大一些, 即  $\delta$  与  $\varepsilon\tau$  成正比;
- 对于PI控制, 积分加入使系统稳定性下降, 因此比例带  $\delta$  适当加大, 可为纯P作用时的1.2 倍;
- 对于PID控制, 因微分提高了系统稳定性, 因此比例带  $\delta$  可适当减少, 为纯比例作用时的比例带的0.8 倍。  
这一规律, 普适于整定参数过程。



## 2-5 单回路控制系统的参数整定

表 4-5

动态响应曲线法计算公式 (二) ( $\varphi=0.75$ )

控制规律	$\tau/T \leq 0.2$			$0.2 < \tau/T \leq 1.5$		
	$\delta$	$T_i$	$T_D$	$\delta$	$T_i$	$T_D$
P	$\varepsilon\tau$	—	—	$2.6\varepsilon T \frac{\tau/T - 0.8}{\tau/T + 0.7}$	—	—
PI	$1.2\varepsilon\tau$	$3.3\tau$	—	$2.6\varepsilon T \frac{\tau/T - 0.08}{\tau/T + 0.6}$	$0.8T$	—
PID	$0.8\varepsilon\tau$	$2\tau$	$0.5\tau$	$2.6\varepsilon T \frac{\tau/T - 0.15}{\tau/T + 0.88}$	$\tau$	$0.25\tau$

- 积分作用主要用来消除静态偏差，希望在被调量波动一个周期后消除静态偏差的作用应基本结束，即积分时间 $T_i$ 的大小应根据被调量波动周期大小来确定，而迟延时间 $\tau$ 又是影响过渡过程周期的主要因素。因此，对象的迟延时间大，则积分作用就应相对弱，即积分时间 $T_i$ 应与 $\tau$ 成正比；有微分作用加入时， $T_i$ 可适当减少一些。一般地，在对象惯性和迟延都较大时，需加入微分控制作用，即微分时间 $T_d$ 的值也应根据迟延时间 $\tau$ 来确定。

**注意：**表4-4 给出的经验公式忽略了对象自平衡率对控制过程的影响，这在 $\tau/T < 0.2$ 时还是允许的。在考虑对象的自平衡率影响时，较准确的经验公式如表4-5 所示。



## 2-5 单回路控制系统的参数整定

修正:

$$\psi = 0.9 \quad \delta_{0.9} = 1.6\delta_{0.75}, T_{i0.9} = 0.8T_{i0.75}$$





## 2-5 单回路控制系统的参数整定

### 3、四种工程整定方法比较：

(1) **经验法**：广泛适用各种控制系统，但花费时间长，需要丰富的现场经验，可归纳成一句话“看曲线，调参数”。

(2) **临界比例带法**：方法简单方便，易于掌握。对于许多工艺被控对象适用，但是对于那些被控对象时间常数和迟延较小的控制系统，一般不允许进行系统临界稳定试验。另有一些对象，如时间常数较大的单容自平衡被控对象，得不到等幅振荡的过渡过程，这样都不能用临界比例带法来整定参数。

(3) **衰减曲线法**：与临界比例带法相比较，该方法比较简单，没有临界比例带法的限制和缺点，应用较广泛。其缺点是，由于外界干扰作用难以判断响应曲线是否达到4:1 的衰减过程，因而难以获得准确的4:1 衰减过程下的比例带和周期。

(4) **响应曲线法**：简单、省时，通过做阶跃扰动试验，便可得到响应曲线，从而求得被控对象的特征参数  $\varepsilon$ 、 $\tau$  或  $\varepsilon$ 、 $\rho$ 、 $\tau$ ，查表计算整定参数。但会出现以下问题：





## 2-5 单回路控制系统的参数整定

### 工程整定方法注意：

1) 由于外界干扰影响，需要进行**反复多次**的对象动态特性试验，才可取得真实反映对象特性的试验曲线。

2) 试验时需加入**足够大的扰动量**，才能使被调量的变化量足够大。这样，在阶跃响应曲线上求出的特征参数才有较高的准确性。

要满足上述两点，就需要做多次大扰动量的试验，这对有些生产过程来说是不允许的。

3) 要用一定的**数学方法**，才能准确获得对象关键参数。

上述四种工程整定方法各有优点，应根据具体情况选择一种合适的整定方法。但是无论采用哪种方法获得了控制器参数，在实际运行时都要进行不断修改才能得到满意的控制效果。



## 2-5 单回路控制系统的参数整定

### 三、整定方法的一些理论说明（自学）

#### 1) 给定值阶跃扰动与其它干扰关系

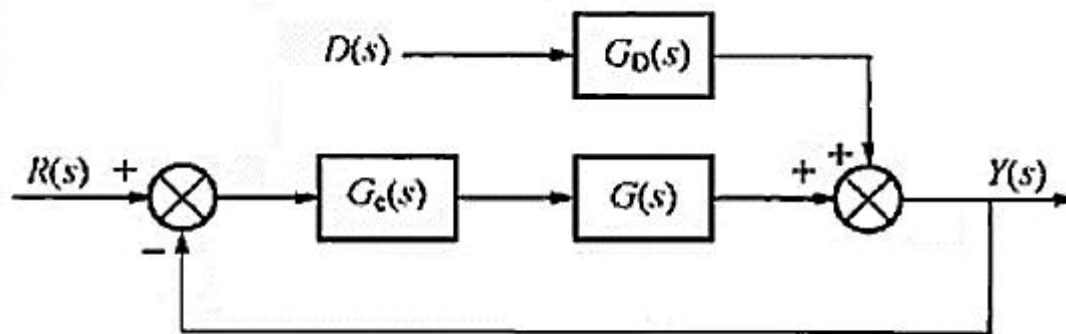


图 4-27 单回路反馈控制系统方框图

在整定过程中，往往用**给定值阶跃扰动**的过渡过程来衡量控制质量，而实际系统中干扰是各种各样的。以单回路为例，分析**给定值干扰与其它干扰**对被调量的影响。

图4-27 单回路反馈控制系统， $R(s)$  系统给定值； $D(s)$  外扰； $G_D(s)$  干扰通道对象； $G_c(s)$  控制器； $G(s)$  广义被控对象。





## 2-5 单回路控制系统的参数整定

给定值  $R(s)$  与输出  $Y(s)$  之间的传递函数为

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{G_c(s)G(s)}{1+G_c(s)G(s)} \quad (4-56)$$

干扰  $D(s)$  与输出  $Y(s)$  之间的传递函数为

$$\frac{Y(s)}{D(s)} = \frac{G_D(s)}{1+G_c(s)G(s)} \quad (4-57)$$

- 控制通道在系统闭环回路中，是影响系统稳定性的主要因素；
- 干扰通道位于闭环系统外，与闭环特征方程无关，不影响系统稳定性。
- 式(4-56)和式(4-57)特征方程式相同，稳定性也相同。因此给定值扰动的过渡过程能反映出其它干扰过渡过程的稳定性，但是两种过渡过程并不完全相同。
- 整定方法以保证系统稳定性为前提，因此根据控制通道的动态特性，用给定值扰动下的控制过程来确定控制器参数是合理的。
- 由于阶跃扰动是最强烈的输入信号形式，其它任何形式扰动下的控制过程都会优于阶跃扰动下的控制过程。所以，用阶跃扰动下的控制过程为依据确定整定参数是可靠的



## 2-5 单回路控制系统的参数整定

### 2) 临界振荡参数与对象特性的关系

表面上看，临界比例带与响应曲线法是互不相关的两种整定方法，这是由于两者所求的参数各不相同，临界比例带法中的参数是  $\delta_{cr}$ 、 $T_{cr}$  而响应曲线中的参数是  $\varepsilon$ 、 $\tau$ ，实际上这两组参数有着内在的联系。

设对象为有迟延而无自平衡，即

$$G(s) = \frac{\varepsilon}{s} e^{-\tau s} \quad (4-58)$$

其频域表达式为

$$G(j\omega) = \frac{\varepsilon}{j\omega} e^{-j\omega\tau} \quad (4-59)$$

控制器传递函数为

$$G_c(s) = K_c = \frac{1}{\delta} \quad (4-60)$$

相应频域表达式为

$$G_c(j\omega) = K_c = \frac{1}{\delta} \quad (4-61)$$

当系统处于临界状态时， $G_c(s)G(s) = -1$ ，即  $G_c(j\omega)G(j\omega) = 1 \cdot e^{-j\pi}$  (4-62)

临界频率为

$$W_{cr} = \frac{2\pi}{T_{cr}} \quad (4-63)$$



## 2-5 单回路控制系统的参数整定

将式 (4-59) 和式 (4-61) 代入式 (4-62), 可得

$$\frac{1}{\delta_{cr}} \frac{\varepsilon}{j\omega_{cr}} e^{-j\omega_{cr}\tau} = e^{-j\pi} \quad (4-64)$$

即

$$\begin{cases} \frac{\varepsilon}{W_{cr}\delta_{cr}} = 1 \\ -j\frac{\pi}{2} - jW_{cr}\tau = -j\pi \end{cases} \quad (4-65)$$

解式 (4-65) 可得

$$\begin{cases} \varepsilon = \frac{2\pi\delta_{cr}}{T_{cr}} \\ \tau = \frac{\pi}{2W_{cr}} = \frac{T_{cr}}{4} \end{cases} \quad (4-66)$$

由式 (4-66) 可知, 当测得  $\delta_{cr}$ ,  $T_{cr}$  时, 相当于获得对象  $\varepsilon$  和  $\tau$ 。表 4-6 显示表 4-2 与表 4-4 之间的关系。



## 2-5 单回路控制系统的参数整定

表 4-6

表 4-2 与表 4-4 的对比

控制规律	表 4-4 (动态参数计算公式)	计算	表 4-2 (临界比例带法计算公式)
P	$\varepsilon\tau$	$\varepsilon\tau = 1.6\delta_{cr}$	$2\delta_{cr}$
PI	$1.2\varepsilon\tau(\delta)$	$1.1\varepsilon\tau = 1.7\delta_{cr}$	$2.2\delta_{cr}(\delta)$
	$3.3\tau(T_I)$	$0.825T_{cr}$	$0.85T_{cr}(T_I)$
PID	$0.8\varepsilon\tau(\delta)$	$1.36\delta_{cr}$	$1.7\delta_{cr}(\delta)$
	$2\tau(T_I)$	$0.5T_{cr}$	$0.5T_{cr}(T_I)$
	$0.5\tau(T_D)$	$0.125T_{cr}$	$0.125T_{cr}(T_D)$

由此可见，两方法有着内在的联系。两者的细小差异，是由于总结计算公式时的依据和途径不同而造成的。



## 2-5 单回路控制系统的参数整定

### 3) 临界比例带法的一些说明

(1) 比例控制：在临界比例带法中，为什么整定参数  $\delta$  是以临界比例带乘以某一系数得到？

举例说明，如图4-28 所示的单回路控制系统。

系统开环传递函数  $G_K(s) = \frac{K_0}{(Ts+1)^3}$ ，式中  $K_0 = K_c K$ ，其频域表达式为

$$G_K(j\omega) = \frac{K_0}{(1 + \omega^2 T^2)^{\frac{3}{2}}} e^{-j3 \tan^{-1} \omega T} \quad (4-67)$$

幅值为  $|G_K(j\omega)| = \frac{K_0}{(1 + \omega^2 T^2)^{\frac{3}{2}}}$ ，当  $K_c = \frac{1}{\delta_{cr}} = K_{cr}$  时，曲线交  $(-1, j0)$  点。则

$$|G_K(j\omega)| = \frac{K_{cr} K}{(1 + \omega^2 T^2)^{\frac{3}{2}}} = 1 \quad (4-68)$$





## 2-5 单回路控制系统的参数整定

其开环频率特性如图 4-29 所示。

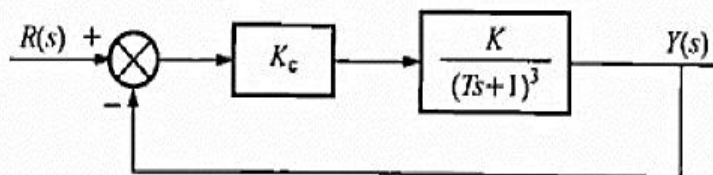


图 4-28 单回路控制系统方框图

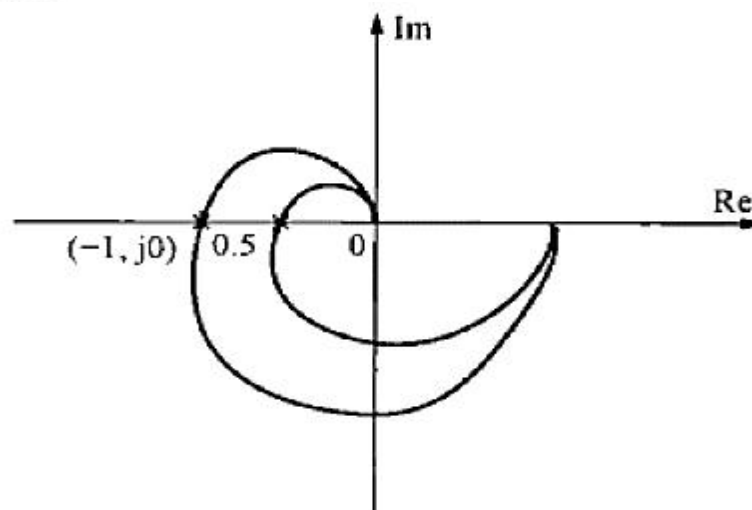


图 4-29 系统的开环频率特性



## 2-5 单回路控制系统的参数整定

在控制系统中，为保证控制质量，要有一定的稳定裕度，一般幅值稳定裕度为0.5，相位稳定裕度为 $30^\circ - 60^\circ$ 。这样的比例系数 $K_c$ 要由其临界值 $K_{cr}$ ，改变到某一个合适的值。例如要求幅值稳定裕度为0.5，则有

$$|G_K(j\omega)| = \frac{K_c K}{\sqrt{(1 + \omega^2 T^2)^{3/2}}} = 0.5 \quad (4-69)$$

比较式(4-68)与式(4-69):  $\frac{K_{cr}}{K_c} = 2 \Rightarrow K_c = \frac{1}{2} K_{cr} \Rightarrow \delta = 2\delta_{cr}$ ，即为表4-2中的计算公式。



## 2-5 单回路控制系统的参数整定

以上分析的是纯比例控制，下面讨论比例积分控制。

(2) 比例积分控制：由前分析可知，引入积分，控制系统的稳定性就会下降。这时应增加比例带  $\delta$ （或减小比例增益  $K_c$ ）来提高系统的稳定性，以补偿因引入积分作用，所引起的稳定性降低。

稳定性的降低程度与  $T_i$  有关，表中  $T_i=0.85T_{cr}$ ， $\delta = 2.2 \delta_{cr}$  是大量实验和根据以上原理总结出的经验公式。

(3) 比例积分微分控制：引入微分控制，系统稳定性增加，这时可减小比例带  $\delta$ 。当系统减小  $\delta$ ，稳定性与  $T_D$  的大小有关，式中  $\delta = 1.67 \delta_{cr}$ ， $T_D=0.125T_{cr}$  都是经验总结。





## 第二章 思考题

### 思考题：

- 1、有哪二类热工对象？画出其阶跃响应曲线，标出关键参数，给出传递函数模型。
- 2、PID参数是如何影响调节过程的？
- 3、积分控制越大越好？微分作用越大越好？为什么？
- 4、四种工程整定方法如何实现的？各自有什么限制条件？
- 5、控制通道特征参数，如何影响调节过程的？

6、仿真作业题：  $G_1(S) = \frac{ke^{-\tau S}}{(4S+1)(T_1S+1)^n}$      $G_2(S) = \frac{2e^{-\tau S}}{s(4S+1)(20S+1)^n}$

(1) 对如上二个对象，分别采用PID控制，改变PID参数大小，判断P，I和D对调节过程的影响。扰动分别是设定值 $r=1$ ，和内扰 $X_1=1$ 。  
 $k=2$ ， $T_1=20$ ， $n=2$ ， $\tau=0$ 。

(2) 采用一组固定PID参数，分别改变 $k$ 、 $T$ 、 $n$ 、 $\tau$ ，在设定值扰动和内扰扰动时，观察参数变化对调节过程的影响。

**本题目交电子作业。** 东南大学 能源与环境学院